

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТА ДИНАМИЧНОСТИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

**С. Ю. Шелпаков,**

*адъюнкт*

**В. Ю. Усиков,**

*канд. техн. наук*

**Д. С. Агафонов,**

*адъюнкт*

*Омский автобронетанковый инженерный институт, Омск*

**Аннотация.** В статье представлен краткий обзор существующих методик расчета коэффициента динамичности деталей кривошипно-шатунного механизма дизельного двигателя. Произведена оценка частот колебаний основных элементов кривошипно-шатунного механизма и предложена расчетная модель для расчета коэффициента динамичности коленчатого вала дизельного двигателя. Выполнен расчет коэффициента динамичности коленчатого вала дизельного двигателя В-92С2 для режима максимальной мощности.

**Ключевые слова:** динамическая напряженность, коэффициент динамичности, коленчатый вал, дизельный двигатель.

## METHOD FOR CALCULATING THE DYNAMIC COEFFICIENT OF A DIESEL ENGINE CRANKSHAFT

**Abstract.** The article provides a brief overview of existing methods for calculating the dynamic coefficient of parts of the crank mechanism of a diesel engine. The vibration frequencies of the main elements of the crank mechanism are estimated and a calculation model is proposed for calculating the dynamic coefficient of the diesel engine crankshaft. The dynamic coefficient of the crankshaft of the V-92S2 diesel engine is calculated for the maximum power mode.

**Keywords:** dynamic tension, dynamic coefficient, crankshaft, diesel engine.

Совершенствование подвижности объектов бронетанкового вооружения и техники (БТВТ) достигается в основном при помощи форсирования двигателя. Большинство современных зарубежных и отечественных объектов БТВТ оснащены дизельными двигателями, форсирование которых сопровождается увеличением механических нагрузок, что в свою очередь приводит к снижению моторесурса двигателя и увеличению числа отказов двигателей в эксплуатации [1]. Увеличиваются, как правило, и динамические деформации деталей двигателя, возникающие при вибрациях, вызванных резким ростом давления в процессе сгорания. Поэтому в целях увеличения надежности и безотказности работы двигателя и повышения моторесурса требуется учитывать колебательные явления, динамические и ударные нагрузки при разработке и совершенствовании дизельных двигателей.

Существующие методики оценки динамической напряженности деталей КШМ изложены в работах [2–4].

Значение коэффициента динамичности, рассчитанного по указанным методикам для дизельного двигателя Ч10,5/13, варьируется от 1,18 до 1,64 [5]. Еще одним недостатком существующих методик является учет только упруго-массовых характеристик шатуна с поршнем для анализа КШМ в целом.

В действительности значения коэффициента динамичности должны быть различны для всех элементов КШМ, так как они имеют различные частоты колебаний [6]. Большие значения коэффициента динамичности будут иметь детали с наиболее низкой частотой собственных колебаний.

Среди основных деталей КШМ дизельных двигателей самую низкую частоту собственных колебаний имеет коленчатый вал. Так для дизельного двигателя В-92С2  $\omega_{\text{кв}} = 271$  Гц, что на порядок ниже частоты собственных колебаний шатуна  $\omega_{\text{ш}} = 3308$  Гц. Остальные элементы КШМ имеют еще большие значения частот собственных колебаний.

Поэтому для оценки динамической напряженности коленчатого вала нами была предложена расчетная модель, представленную на рис. 1.

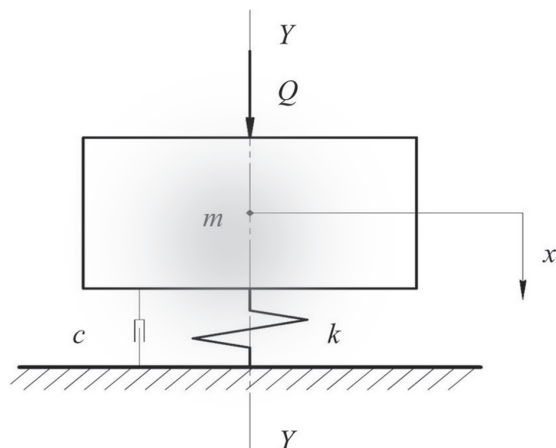


Рис. 1. Колебательная система с одной степенью свободы

Сосредоточенная масса системы равна:

$$m = m_{\text{экр}} + m_{\text{нг}} + m'_{\text{ст}},$$

где  $m_{\text{экр}} = k/p^2$  — эквивалентная масса коленчатого вала;  $m_{\text{нг}}$  — масса нижней головки шатуна;  $m'_{\text{ст}}$  — масса стержня шатуна, приведенная к нижней головке.

Жесткость системы  $k$  равна жесткости коленчатого вала при изгибе.

Коэффициент демпфирования системы определяется по формуле:

$$c = \frac{\lambda \cdot \omega \cdot m}{\pi},$$

где  $\lambda$  — логарифмический декремент колебаний коленчатого вала.

Максимальную динамическую деформацию коленчатого вала под воздействием возмущающей

силы  $Q = P(t)$  произвольного вида определяем при помощи рекуррентных формул [7] путем последовательных вычислений.

$$\begin{aligned} x_i = e^{-n\Delta t_i} & \left( x_{i-1} \cos p_{\text{д}} \Delta t_i + \frac{\dot{x}_{i-1} + nx_{i-1}}{p_{\text{д}}} \sin p_{\text{д}} \Delta t_i \right) + \\ & + \frac{Q_i}{k} \left[ 1 - e^{-n\Delta t_i} \left( \cos p_{\text{д}} \Delta t_i + \frac{n}{p_{\text{д}}} \sin p_{\text{д}} \Delta t_i \right) \right], \\ \frac{\dot{x}_i}{p_{\text{д}}} = e^{-n\Delta t_i} & \left[ -x_{i-1} \sin p_{\text{д}} \Delta t_i + \frac{\dot{x}_{i-1} + nx_{i-1}}{p_{\text{д}}} \cos p_{\text{д}} \Delta t_i - \right. \\ & \left. - \frac{n}{p_{\text{д}}} \left( x_{i-1} \cos p_{\text{д}} \Delta t_i + \frac{\dot{x}_{i-1} + nx_{i-1}}{p_{\text{д}}} \sin p_{\text{д}} \Delta t_i \right) \right] + \\ & + \frac{Q_i}{k} e^{-n\Delta t_i} \left( 1 + \frac{n^2}{p_{\text{д}}^2} \sin p_{\text{д}} \Delta t_i \right). \end{aligned}$$

Коэффициент динамичности коленчатого вала определяем по формуле:

$$K_{\text{дин}} = \frac{x_{\text{дин}}}{x_{\text{ст}}},$$

где  $x_{\text{дин}}$  — максимальная деформация коленчатого вала,  $x_{\text{ст}}$  — деформация коленчатого вала под действием максимальной статической нагрузки.

Для таких вычислений требуется выполнение большого числа арифметических операций. Поэтому нами была разработана программа для ЭВМ [8]. В программе предусмотрена возможность использования в качестве исходных данных экспериментальных или расчетных индикаторных диаграмм.

Результаты расчета коэффициента динамичности коленчатого вала дизельного двигателя В-92С2 представлены на рис. 2.

Результаты расчета	
Показатели динамики процесса сгорания	
Максимальное давление сгорания....., Pz [МПа]	10,5
Максимальная скорость нарастания давления....., dP/dfi max [МПа/град]	0,671
	dP/dt max [МПа/мс] 8,052
Показатели динамической напряженности коленчатого вала	
Максимальная статическая деформация....., Xст max *10^6 [м]	52,5369
Максимальная динамическая деформация....., Xдин max *10^6 [м]	72,8714
Коэффициент динамичности коленчатого вала....., Kд	1,38705

Рис. 2. Результаты расчета в программе для ЭВМ

Таким образом, результаты расчетов показали, что для дизельного двигателя В-92С2 на номинальном режиме работы динамическая деформация

коленчатого вала на 38 % превышает деформацию, рассчитанную при статическом действии газовых и инерционных сил.

#### Список литературы

1. Сенькин П. А., Ахтулов А. Л., Дадаян С. Э., Шпук М. А. Анализ способов улучшения энергетических характеристик дизеля с газотурбинным наддувом на режимах полных нагрузок // Наука и военная безопасность. 2018. № 3 (14). С. 35–41.
2. Кинасошвили Р. С. Расчет прочности шатунов авиационных двигателей. М. : ЦИАМ, 1945. Вып. 66. С. 3–69.
3. Ткаченко С. Г. О нагрузке кривошипно-шатунного механизма ДВС в процессе сгорания топлива // Судостроение и морские сооружения : сб. тр. Харьков. 1968. № 8. С. 63–69.
4. Косырев С. П., Марьина Н. Л. Технологическое вибрационное старение коленчатых валов форсированных дизелей : монография. Старый Оскол : ТНТ, 2019. 144 с.
5. Никишин В. Н. Формирование и обеспечение показателей качества автомобильных дизелей на стадии их проектирования и доводки : дис. ... д-р техн. наук. Набережные Челны, 2006. 377 с.
6. Довженко И. В., Сенников Ю. И., Тузов Л. В. Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма дизелей // Двигателестроение. 1983. № 9. С. 18–21.
7. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. М. : КомКнига, 2006. 440 с.
8. Свид. 2020662865 Российская Федерация. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ. Программа вычисления коэффициента динамичности коленчатого вала V-образного двигателя с прицепным шатуном / А. Л. Ахтулов, С. Ю. Шелпаков; заявитель и правообладатель А. Л. Ахтулов, С. Ю. Шелпаков. № 2020662247/69; заявл. 13.10.2020; опубл. 20.10.2020, Реестр программ для ЭВМ. 1 с.